

# 新しい方法による内燃機関の機械損失 の測定について

高原 万寿雄<sup>\*</sup>・飯塚 和夫<sup>\*\*</sup>

## The Measurement of Mechanical Losses in an Internal Combustion Engine by a New Method

Masuo TAKAHARA and Kazuo IIZUKA

The Measurement of the torques of mechanical losses in an internal combustion engine running under power and the discrimination of the causes of occurrence are exceedingly difficult, but very important for further engine improvement.

In this paper, authors present a new method of measurement and discrimination of the resisting torques in an engine, involving two graphical approaches derived from the differential equation of motion. The test run was carried out first by bringing the engine up to the operating speed, cutting, then, the power and allowing the drag of the mechanical losses to decay the engine speed.

The results thus obtained by such a retardation method show a fairly good agreement with the theoretical consideration. It is also found that the new method can easily discriminate the constant and viscous torque from the total losses.

Another example of analyzing the torques of the mechanical losses in the test engine using this new technique is also presented.

The new method is considered to be a useful technique for the measurement of mechanical losses in an engine, proving to be better than the conventional methods since it can determine the components of resisting torques for running.

### 1. 緒 言

運転時における内燃機関の損失馬力あるいは機械効率、機関性能値のうちの重要な事項の一つである。

これらの測定法として現在広く行なわれているモータリング試験法、指圧線図から求める方法、あるいは燃料消費量から求める方法などは、いずれも近似的な値しか求め得ない。この意味で機関の機械損失の適切な計測方法はまだ確立されていないように思われる。

運転中の機関の発火を停止すれば機関は減速し、ついに停止する。このときの減速度は機関の摩擦損失をはじめすべての機械損失に関連するから減速度から損失を推定する方法も前記の方法同様内燃機関の機械損失測定の近似的な一方法と考えられるが、機関についてのこの方法に関する報告はほとんどみあたらない。

筆者らは内燃機関の機械損失測定の新しい方法として、減速法を取りあげ、理論的考察と実験結果とにもとづいてこの方法を検討し、この方法によってディーゼル機関の機械損失の解析を行なった。

### 2. 理 論

#### 2.1 減速法の原理 機関の損失トルクを粘性摩擦損失トルクとクーロン摩擦損失をふくむ 定量

<sup>\*</sup> 教 授      <sup>\*\*</sup> 講 師



損失トルクの和であると仮定する。このような仮定のもとでは、ポンプ仕事損失、吸排気管における流体の運動による損失などは、すべて上記の和のなかに含まれると考えてさしつかえない。

これらの損失はすべてクランク軸に作用する抵抗トルクとして、あらわすことができるから、いま機関の発火を停止し、機械損失以外の抵抗トルクの働かない、いわゆる無負荷時減速の機関の運動方程式は、

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} + T = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

したがって、

$$\frac{d\omega}{dt} + \frac{C}{I} \omega + \frac{T}{I} = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。 $(\omega)_{t=0} = \omega_0$   $(\theta)_{t=0} = 0$  とすれば、(2) 式より

$$\omega = \omega_0 e^{-\frac{C}{I}t} - (1 - e^{-\frac{C}{I}t}) \frac{T}{C} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\theta = \frac{I}{C} \left[ (\omega_0 \frac{T}{C}) (1 - e^{-\frac{C}{I}t}) - \frac{T}{I} t \right] \quad \dots\dots\dots (4)$$

を得る。ここで

$I$ :	機関の等価慣性モーメント	[kgms <sup>2</sup> ]
$\theta$ :	機関のはずみ車の回転角	[rad]
$t$ :	時間	[s]
$\omega$ :	角速度	[rad/s]
$\omega_0$ :	初角速度	[rad/s]
$C$ :	粘性摩擦損失トルク係数	[kgms/rad]
$T$ :	定常損失トルク	[kgm]

である。

機関減速時の任意の角速度に対する単位慣性モーメントあたり損失トルクは(1)または(2)式から、

$$\left( \frac{T_f}{I} \right)_{\omega} = \frac{C\omega + T}{I}$$

で与えられるから、機関の発火運転時の単位慣性モーメントあたり損失トルクは

$$\frac{T_f}{I} = \frac{C}{I} \omega_0 + \frac{T}{I} \quad \dots\dots\dots (5)$$

とすることができる。

したがって  $C/I$ ,  $T/I$  を決定すれば発火運転時の機械損失を求めることができる。ここでは M, Zaid<sup>1)</sup> らにならって、2図式解法によって、これらを求めることにする。

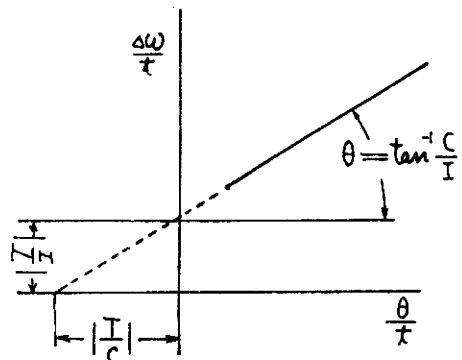
**解法 [1]** 機関減速時の平均角減速度を  $\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_0 - \omega}{t}$  とし、平均角速度を  $\frac{\theta}{t}$  とする。

(2) 式を  $t$  について積分すれば

$$\omega + \frac{C}{I} \theta + \frac{T}{I} t + k = 0$$

$$(\omega)_{t=0} = \omega_0 \quad (\theta)_{t=0} = 0 \quad \text{より} \quad k = -\omega_0$$

$$\therefore \frac{d\omega}{dt} = \frac{C}{I} \left( \frac{\theta}{t} \right) + \frac{T}{I} \quad \dots\dots\dots (6)$$



第 1 図  $\frac{\theta}{t} - \frac{\Delta\omega}{t}$  線図

を得る。

(6) 式は  $\frac{\theta}{t}$ ,  $\frac{4\omega}{t}$  のそれぞれを座標軸にとれば第1図に示すように、直線であらわされるから  $C/I$  は直線のこう配、 $|T/I|$  および  $|T/C|$  はそれぞれの座標軸との切片の長さで与えられる。

したがって機関の減速試験を行ない、(6) 式の  $t$ ,  $4\omega$  および  $\theta$  すなわち経過時間、瞬時回転数および積算回転数の3測定値から、(6) 式をあらわす直線を知れば、発火運転時の単位慣性モーメントあたり損失トルクを算定することができる。

解法〔2〕 (2) 式より

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{C}{I}\omega - \frac{T}{I}$$

したがって

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} &= -\frac{C}{I}\omega - \frac{T}{I} \\ \therefore \frac{d\omega}{d\theta} &= -\frac{C}{I} - \frac{T}{I\omega} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\begin{aligned} \text{また} \quad \frac{d^2\omega}{d\theta^2} &= \frac{d}{d\theta} \left( -\frac{C}{I} - \frac{T}{I\omega} \right) = \frac{d}{dt} \left( -\frac{C}{I} - \frac{T}{I\omega} \right) \frac{dt}{d\theta} \\ \frac{d^2\omega}{d\theta^2} &= -\frac{T}{I\omega^3} \left( \frac{C}{I}\omega + \frac{T}{I} \right) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$T > 0$ ,  $C > 0$  と考えられる機関減速の本例では、(8) 式より  $\frac{d^2\omega}{d\theta^2} < 0$  となるから、(3), (4) 式から画かれる理論  $\theta-\omega$  曲線は、第2図に示すように上方に凸なる曲線である。

この曲線上の  $\theta=0$  における接線のこう配は

$$\left( \frac{d\omega}{d\theta} \right)_{\theta=0} = -\frac{C}{I} - \frac{T}{I\omega_0} \quad \dots\dots (9)$$

である。

いま停止直前のはずみ車の回転角、角速度をそれぞれ  $\theta_1$ ,  $\omega_f$  とし、 $\theta=0$  における接線両座標軸および直線で囲まれた台形  $ABCO$  の面積を  $S_T$ 、陰影を施した部分の面積を  $\Delta S$  とすれば

$$\begin{aligned} S_T &= \left( \frac{AB+CO}{2} \right) BD = \left( \frac{AB+CO}{2} \right) CD \cot \angle CBD \\ \therefore S_T &= \left( \frac{\omega_0 + \omega_f}{2} \right) (\omega_0 - \omega_f) \frac{1}{\left( -\frac{d\omega}{d\theta} \right)_{\theta=0}} \\ \text{よって } S_T &= \left( \frac{\omega_0^2 - \omega_f^2}{2} \right) \frac{1}{\left( -\frac{d\omega}{d\theta} \right)_{\theta=0}} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (10)$$

を得る。また第2図より

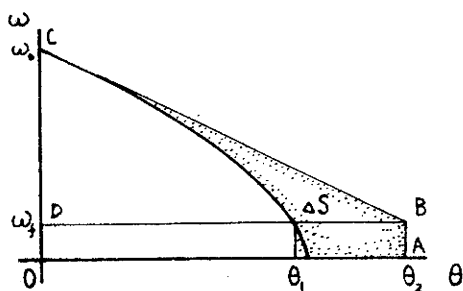
$$\Delta S = S_T - \int_0^{\theta_1} \omega d\theta \quad \dots\dots\dots (11)$$

である。上式の右辺第2項の積分は、(2) 式より

$$\int_0^{\theta_1} \frac{d\omega}{dt} d\theta = -\frac{C}{I} \int_0^{\theta_1} \omega d\theta - \frac{T}{I} \theta_1$$

であり、また

$$\int_0^{\theta_1} \frac{d\omega}{dt} d\theta = \int_{\omega_0}^{\omega_f} \omega d\omega = \frac{\omega_f^2 - \omega_0^2}{2} \quad \text{であるから}$$



第2図  $\theta-\omega$  線図

$$\int_0^{\theta_1} \omega \, d\theta = \left( \frac{\omega_0^2 - \omega_f^2}{2} - \frac{T}{I} \theta_1 \right) \frac{I}{C} \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。

(9), (10), (11), (12) 式から  $C/I$  を消去すれば

$$\frac{T}{I} = \frac{\left(-\frac{d\omega}{d\theta}\right)_{\theta=0} \Delta S}{\theta_1 + \frac{\Delta S}{\omega_0} - \frac{\omega_0^2 - \omega_f^2}{2\omega_0 \left(-\frac{d\omega}{d\theta}\right)_{\theta=0}}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

を得る。

また (9) 式より

$$\frac{C}{I} = \left(-\frac{d\omega}{d\theta}\right)_{\theta=0} - \frac{T}{I\omega_0} \quad \dots\dots\dots (14)$$

を得る。

したがって機関の減速試験をおこない、瞬時回転数および積算回転数の2測定値から、 $\theta-\omega$  曲線を作図し、 $\theta=0$  における接線をひき、(13) 式右辺の各項を求めて、まず  $T/I$  を算出する。ついで (14) 式から、 $C/I$  が算定されるから、(5) 式によって発火運転時の単位慣性モーメントあたり損失トルクを算定することができる。

**2.2 機関の等価慣性モーメント** 前記の解法から機関の損失トルク、損失馬力あるいは機械効率を求めるには、あらかじめ機関の等価慣性モーメントを計算しておかねばならない。

機関の等価慣性モーメントは機関各部の運動部分の慣性モーメントを力学的に等しいクランク軸の慣性モーメントに置き換えたもので、

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 \quad \dots\dots\dots (15)$$

で示される。ここに

- $I_1$  : はずみ車の慣性モーメント
- $I_2$  : ピストンおよび連接桿往復部分に対する等価慣性モーメント
- $I_3$  : 連接桿大端部の回転質量に対する等価慣性モーメント
- $I_4$  : 釣合錘をふくむクランク軸の慣性モーメント
- $I_5$  : 動力計の回転部分に対する慣性モーメント
- $I_6$  : 補機および補機駆動部分に対する等価慣性モーメント

である。

上式中の  $I_1, I_3, I_4, I_5$  などの回転部分の慣性モーメントあるいは等価慣性モーメントは、よく知られている方式によって算出される。

ピストンおよび連接桿の往復質量に対する等価慣性モーメント  $I_2$  および補機に対する等価慣性モーメント  $I_6$  は後記の (16), (17) 式から算出される。

いま機関の往復質量を  $m$ 、クランク半径を  $r$ 、連接桿長とクランク半径の比を  $\lambda$ 、クランク角を  $\theta$ 、クランク軸の角速度を  $\omega$  とすれば

往復質量  $m$  の運動速度は

$$v = r\omega \left( \sin \theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right)$$

であるから、この運動のエネルギーは

$$E = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m (r\omega)^2 \left( \sin \theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right)^2$$

となる。したがってクランク1回転中の平均の運動のエネルギーは

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} E d\theta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{m}{2} (r\omega)^2 \left( \sin\theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right)^2 d\theta = \frac{mr^2\omega^2}{4} \left( 1 + \frac{1}{4\lambda^2} \right)$$

$$\therefore \frac{1}{2} I_2 \omega^2 = \frac{mr^2\omega^2}{4} \left( 1 + \frac{1}{4\lambda^2} \right)$$

上式から往復部分質量の等価慣性モーメントは近似的に

$$I_2 = \frac{mr^2}{2} \left( 1 + \frac{1}{4\lambda^2} \right) \quad \dots\dots\dots (16)$$

で与えられる。

カム軸および弁機構駆動装置、補機の回転部分に対する等価慣性モーメントは、それぞれの部分の回転数を  $n_i$ 、それぞれの軸に対する慣性モーメントを  $I_i$ 、クランク軸の回転数を  $n$  とすれば、エネルギー保存の法則より

$$I_0 = \sum \left( \frac{n_i}{n} \right)^2 I_i \quad \dots\dots\dots (17)$$

で与えられる。

### 3. 供 試 機 関

供試機関は電気動力計に直結された堅型単筒の予燃焼式火冷 4 サイクルディーゼル機関で、次の諸元をもつ。

標記出力	14 P. S 800 r. p. m
シリンダー径×行程	140×200
連接桿長とクランク半径の比	$\lambda=3.9$
圧 縮 比	14.5

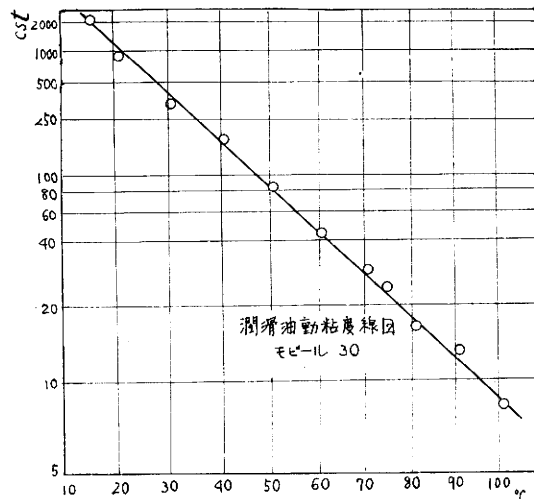
供試機関の各部の慣性モーメントは、主として製作図から、計算または図式解法によって、理論 2.2 にしたがって算出したが、カム軸駆動部分や補機の等価慣性モーメント  $I_0$  はほかのものに比較してはなほ小さいと思われるので無視した。

第 1 表は供試機関各部の等価慣性モーメントの計算結果を示す。

第 1 表 機関各部の等価慣性モーメント

機関各部の等価慣性モーメント	[kgms <sup>2</sup> ]
は ず み 車	1.0900
往 復 質 量 部 分	0.0065
連接桿回転部分	0.0065
釣合錘およびクランク軸	0.0431
動力計の回転子、整流子	0.0739
伝動軸および接手	0.0054
機関の等価慣性モーメント	1.2254

供試機関の燃料は市販の A 重油であり、潤滑油としては市販の SAE # 30 相当品を使用した。



第 3 図 使用潤滑油の温度動粘度線図

第 3 図は使用潤滑油の温度、動粘度の関係を示す実測線図である。

### 4. 実 験 方 法

4.1 減速法による機械損失の測定方法 理論的考察ですでに明らかにしたように単位慣性モー

メントあたり損失トルクを求めるには、解法〔1〕では減速後の経過時間、各時刻における瞬時回転数および積算回転数の3測定値を、解法〔2〕では瞬時回転数および積算回転数の2測定値を適当な方法で記録すればよい。

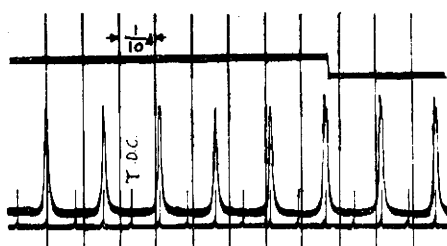
本実験では機関の無負荷時減速の圧力変化の状態を抵抗線式歪測定器（共和電業製 DH 3M）を用いてオシログラムに連続記録した。この連続オシログラムから発火を停止しのちの各瞬時回転数および積算回転数あるいは経過時間を計測し、 $\frac{\theta}{t} - \frac{\Delta\omega}{t}$  線図または $\theta - \omega$  線図を作図した。

第4図は減速時オシログラムの一例である。上部直線の折れ部は機関の発火停止および機関停止の時期を下部のパルスは上死点位置を示す。本図のタイムランの間隔は $\frac{1}{10}$ 秒をあらわす。

**4.2 試験方法** 機関の運転条件が機械損失に及ぼす影響を、減速法によって明らかにするために次の回転数変更および潤滑油温度変更の2試験を行なった。

回転数変更試験では潤滑油温度をクランクケース内の油溜りで 45°C 前後に維持し、運転時の機関回転数を 500 r. p. m から 1000 r. p. m の範囲で変更した。このときの主軸受温度は大体 50°C から 52°C の範囲である。

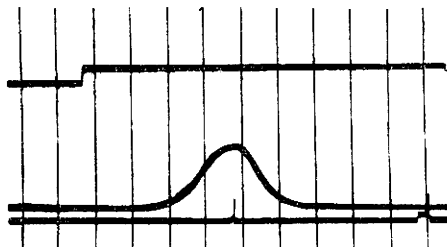
潤滑油温度変更試験では、潤滑油入口温度を 10°C から 70°C まで変更するために機関外に潤滑油温度調整槽を設け、歯車ポンプを用いて機関の運転に無関係に各注油部に送油した。この場合の運転時の機関回転数はつねに 800 r. p. m に維持した。



(a) 減速直後のサイクルの状態

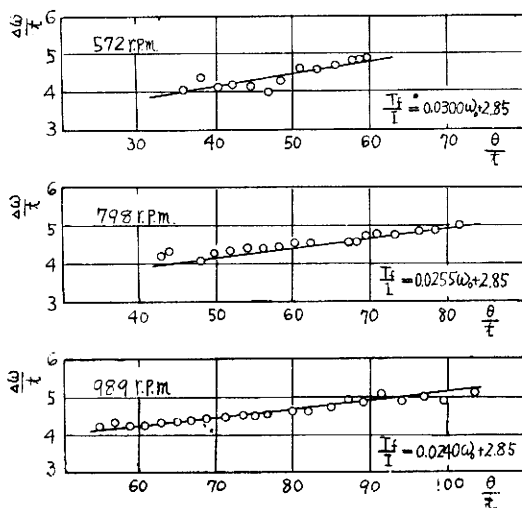


(b) 減速後10秒経過時のサイクル



(c) 停止直前のサイクル

第4図 減速時のオシログラム  
(発火時機関回転数 800 r. p. m)



第5図 解法〔1〕による  $\frac{\theta}{t} - \frac{\Delta\omega}{t}$  線図

## 5. 実験結果と考察

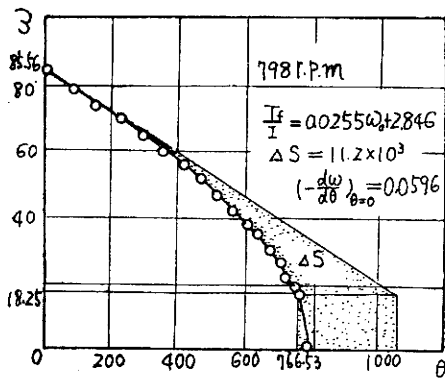
**5.1 減速法の理論と実験結果との比較** 第2表は前述の減速時連続オシログラムから、得た測定値をもとにして、解法〔1〕に必要な $\frac{\theta}{t}$ 、 $\frac{\Delta\omega}{t}$ を計算した一例を示す。第5図はこのような計算から、解法〔1〕の $\frac{\theta}{t} - \frac{\Delta\omega}{t}$ 線図を作図した例を示すものである。

いずれの場合も実験点はよく直線上にのることがわかる。このことは前に述べた減速法の理論が機関に適用できることを示している。

第6図は計測結果を解法〔2〕の $\theta - \omega$ 線図に示した一例である。両解法から求めた単位慣性モーメントあたり損失トルク算定式は第3表および第7図に示すように同一の実験条件に対して、両解法はほとんど一致した結果を与えて

第2表 解法〔1〕による計算表 (1000 r. p. m)

経過 時間 ts	積 算 回転数	$\theta$	$\theta/t$	瞬 時 回転数 n/s	r. p. m	$\omega$	$\Delta\omega$	$\Delta\omega/t$
-0.5				16.49	989	103.61		
0	0	0	0	16.49	989	103.61		
1	16.5	103.67	103.67	15.68	941	98.52	5.09	5.09
2	31.7	199.17	99.59	14.92	895	93.74	9.87	4.94
3	46.3	290.91	96.97	14.08	845	88.46	15.15	5.03
4	60.0	376.98	94.25	13.40	808	84.19	19.42	4.86
5	73.0	458.66	91.73	12.44	746	78.16	25.45	5.09
6	85.2	535.31	89.22	11.82	709	74.27	29.34	4.89
7	97.0	609.45	87.06	11.00	660	69.11	34.50	4.93
8	107.7	676.68	84.59	10.50	630	65.97	37.64	4.71
9	117.9	740.77	82.31	9.87	592	62.01	41.60	4.62
10	127.3	799.83	79.98	9.07	543	56.99	46.62	4.66
11	136.1	855.12	77.74	8.53	512	53.59	50.02	4.55
12	144.2	906.01	75.50	7.87	472	49.45	54.16	4.51
13	151.8	953.76	73.37	7.13	428	44.80	58.81	4.52
14	158.5	995.86	71.13	6.48	389	40.71	62.90	4.49
15	164.7	1034.81	68.99	5.87	352	36.88	66.73	4.45
16	170.3	1069.99	66.87	5.31	319	33.36	70.25	4.39
17	175.3	1101.41	64.79	4.80	288	30.16	73.45	4.32
18	179.6	1128.43	62.69	4.04	242	25.38	38.23	4.35
19	183.4	1152.30	60.65	3.56	214	22.37	81.24	4.28
20	186.7	1173.04	58.65	2.89	173	18.16	85.45	4.27
21	189.3	1189.37	56.64	1.87	112	11.75	91.86	4.37
22	191.2	1201.31	54.61	1.66	99.6	10.43	93.18	4.24

第6図 解法〔2〕による  $\theta-\omega$  線図の一例

の値を (3), (4) 式に代入して得られた理論  $\theta-\omega$  曲線と実験点との比較を示す。

停止直前をのぞいては両者はよく一致するから、機関減速時の運動方程式として、(1) 式

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} + T = 0$$

は満足なものであり、(1) 式から発火時損失トルクを推定する方法も近似的に成立することは、明らかである。

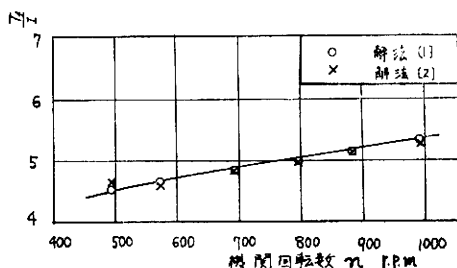
筆者らは別報<sup>3)</sup>に示すように、減速法による機械損失の算定結果を、従来から行なわれている諸

第3表 損失トルク算定式の比較

解 法	解法〔1〕によ る $\frac{T_f}{I}$ 算定式	解法〔2〕によ る $\frac{T_f}{I}$ 算定式
回転数		
989 r. p. m	$0.0240 \omega_0 + 2.85$	$0.0239 \omega_0 + 2.801$
882 r. p. m	$0.0245 \omega_0 + 2.85$	$0.0250 \omega_0 + 2.820$
798 r. p. m	$0.0255 \omega_0 + 2.85$	$0.0255 \omega_0 + 2.846$
692 r. p. m	$0.0272 \omega_0 + 2.85$	$0.0269 \omega_0 + 2.870$
572 r. p. m	$0.0300 \omega_0 + 2.85$	$0.0292 \omega_0 + 2.835$
494 r. p. m	$0.0330 \omega_0 + 2.85$	$0.0336 \omega_0 + 2.890$

いる。

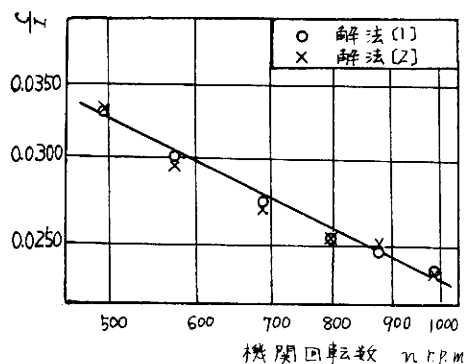
第8図は解法〔2〕によって算定された  $C/I$ ,  $T/I$



第7図 発火時機関回転数変更試験における損失トルク算定値の比較

試験法から得られる結果と比較を試みた。この結果によれば、減速法による算定値は、他の諸試験法による値のほぼ中間の値を示し、立論の正当なることを、かさねて確かめることができた。

**5.2 減速法による機械損失の解析** 潤滑油温度をほぼ一定とし、機関回転数を変更したときの減速法による損失トルク算定式を前記の第3表に示した。この結果によれば、粘性摩擦損失トルク



第9図 粘性摩擦損失トルク係数  $\frac{C}{I}$  と毎分機関回転数  $n$  との関係

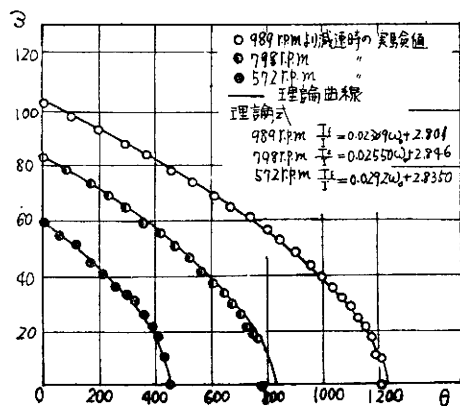
械損失の変化は第10図に示される。

減速法から算定された粘性摩擦損失トルク係数  $C/I$  は主軸受温度あるいは潤滑油温度に対応して変化するが、一方の定量損失トルク  $T/I$  は第3表におけると同様一定値を示すことがわかる。

主軸受温度を粘性摩擦面における潤滑油温度として、粘性摩擦損失トルク係数  $C/I$  と潤滑油動粘度  $\nu$  との関係を対数線図で示すと第11図を得る。

したがって回転数一定のとき粘性摩擦損失トルク係数は、潤滑油動粘度の変化に対し

$$\frac{C}{I} = k_2 \nu^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (19)$$



第8図  $\theta-\omega$  理論曲線と実験点との比較

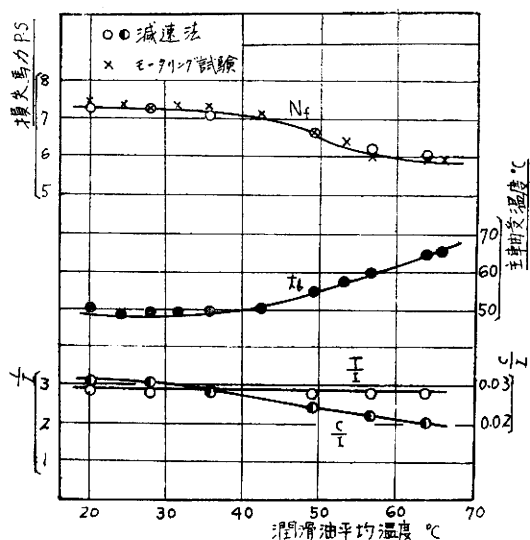
係数  $C/I$  は回転数の増加にしたがい減少の傾向を示すが、定量損失トルク  $T/I$  は、回転数の変化に対して、一定値を示すことがわかる。

第3表より粘性摩擦損失トルク係数  $C/I$  を毎分機関回転数  $n$  との関係を対数線図で示せば第9図を得る。したがって潤滑油温度一定のときは、粘性摩擦損失係数は機関回転数の変化に対して

$$\frac{C}{I} = k_1 n^{-\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (18)$$

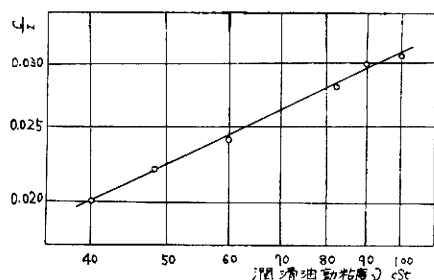
で与えられることになる。

潤滑油温度を変化させたときの主軸受温度および機



第10図 潤滑油温度と機械損失





第11図 粘性摩擦損失トルク係数  $\frac{C}{I}$  と潤滑油動粘度  $\nu$  との関係

$$\frac{T_f}{I} = K n^{\frac{1}{2}} \nu^{\frac{1}{2}} + \frac{T}{I} \quad \dots\dots\dots (21)$$

で示されることになる。上式に実測値を代入して  $K$  を確定し、供試機関の実験式として、

$$\frac{T_f}{I} = 0.00924 n^{\frac{1}{2}} \nu^{\frac{1}{2}} + 2.85 \quad \dots\dots\dots (22)$$

を得る。

したがって機関の全損失トルクは、 $I=1.2254 \text{ kgms}^2$  より

$$T_f = 0.0114 n^{\frac{1}{2}} \nu^{\frac{1}{2}} + 3.492 \quad \dots\dots\dots (23)$$

となる。

また機関の損失平均有効圧力は、(23) 式より

$$P_f = 0.00465 n^{\frac{1}{2}} \nu^{\frac{1}{2}} + 1.430 \quad \dots\dots\dots (24)$$

で与えられることになる。

この実験の範囲では単位慣性モーメントあたり粘性摩擦損失トルク係数  $C/I$  は 0.02 から 0.03 の範囲であり、粘性摩擦損失トルク係数  $C$  は 0.025 から 0.037 の値を示した。減速法によれば機関の定量損失トルクは運転条件にほとんど関係なく、一定値を示すが、供試機関においては全損失トルクの50%以上をしめることが明らかにされた。

減速法から誘導された筆者らの損失トルク算定式の粘性摩擦損失トルクを与える  $n\nu$  の指数は、R. Barrington<sup>2)</sup> らの与えた値と一致している。

R. Barrington らは、ガソリン機関の実験から、機関の損失トルクを

$$T_f = k \sqrt{n\nu}$$

または

$$T_f = k \sqrt{n\nu} + T$$

で与えられるとし、むしろ前式の方を可としているようであるが、供試ディーゼル機関では定量損失トルクは全損失の50%以上をしめるから、筆者らの実験式のように

$$T_f = k \sqrt{n\nu} + T \quad \dots\dots\dots (25)$$

とする方が一般に妥当のように思われる。

## 6. 結 論

本研究は往復機関の無負荷時減速の運動方程式から簡単な図式解法によって、機関の発火時損失トルクを算定する方法を明らかにし、この減速法によって、供試機関の機械損失を解析したものである。

この方法によって算定される機関の発火運転時の単位慣性モーメントあたり損失トルクは減速時の瞬時損失トルクから外挿したものといえるが、実験結果からこの算定値は十分正確であることが立証された。

で与えられる。ここに  $\nu$  は [cSt] で示した値である。

(18), (19) 式から機関の運転条件が機械損失に及ぼす影響を明らかにすることができる。

すなわち粘性摩擦損失トルク係数は減速法による実験から、供試機関においては

$$\frac{C}{I} = K n^{-\frac{1}{2}} \nu^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

で与えられる。

したがって機関の単位慣性モーメントあたり損失トルク算定式は、減速法によって

ここでは2図式解法を示したが、解法〔1〕は解法〔2〕よりも多くの計算を必要とする。しかしながら計測時間隔をのばし、計測点をすくなくしても解法〔1〕では、さほどに誤差はふえないので、理論の平易なこと、および損失トルク算定式の各係数が図上でただちに求め得る点などから解法〔1〕の方が実用的であるといえる。

減速法によれば、機械損失を粘性摩擦損失と、これに関係しない定量損失とに分類することができる。機械損失を原因別に分類することは、従来の諸試験法では、ほとんど不可能であったから、この意味では本方法は従来の諸試験法のいずれよりもすぐれた特徴を有する。

一方減速法によって、損失馬力を求めるためには機関各部の慣性モーメントを正確に求めておかねばならないから、損失馬力の絶対値を知ることよりも、機械損失を特徴づける C/I, T/I の各項から、運転条件の変化に対する機械損失の変化あるいは潤滑の正常か否かを知るのに有用であるといえよう。

したがって筆者らは潤滑油の機関試験法としても有力な方法となり得るものと考えている。

また減速法による実験から、供試機関の損失トルク算定式は、

$$T_f = k \sqrt{n\dot{v}} + T$$

で与えられ、この実験式は R. Barrington らの与える式と大体一致するなどの結果を得た。

おわりに、この実験に協力された、研究室の師田忍君、当時の工学部学生岩浅直昭（久保田鉄工 K. K）、内山敏郎（日立造船 K. K）、吉田平雄（川崎重工 K. K）らの諸君に感謝する。

付記 本論文は昭和37年4月、日本機械学会学術講演会において発表したものを加筆したものである。

#### 文 献

- (1) M. Zaid & I. S. Tolins, Trans of the ASME, B, 82-4 (1960-11)
- (2) R. Barrington & J. L. Lutwyche, Autom. Engr., 25-334 (1935-7)
- (3) 高原, 飯塚, 日本機械学会論文集 29-198 (昭38-2), 407.

---

(受理年月日 昭和37年10月10日)